

**П. П. ГОНТАРОВСЬКИЙ, М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, А. О. ГЛЯДЯ**

### **ПОВЗУЧИСТЬ ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ К-325-23,5**

Корпус парової турбіни є одним із найбільш відповідальних і напружених вузлів, на якому безпосередньо відображаються жорсткі умови експлуатації. За допомогою розроблених на основі методу скінченних елементів розрахункової методики й програмного забезпечення, що дозволяють аналізувати термонапружений стан елементів енергомашин з урахуванням конструктивних особливостей і умов навантаження в тривимірній постановці, проведена оцінка повзучості внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5. Проведені розрахункові дослідження показали, що в результаті повзучості корпусу напруження перерозподіляються по об'єму, а максимальні деформації повзучості не перевищують 0,31 %. Внутрішній корпус має значний резерв до вичерпання ресурсу.

**Ключові слова:** внутрішній корпус, парова турбіна, повзучість, термонапружений стан, деформації.

**П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Н. Г. ГАРМАШ, А. А. ГЛЯДЯ**

### **ПОЛЗУЧЕСТЬ ВНУТРЕННЕГО КОРПУСА ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5**

Корпус паровой турбины является одним из наиболее ответственных и напряженных узлов, на котором непосредственно отражаются жесткие условия эксплуатации. С помощью разработанных на основе метода конечных элементов расчетной методики и программного обеспечения, позволяющих анализировать термонапряженное состояние элементов энергомашин с учетом конструктивных особенностей и условий нагружения в трехмерной постановке, проведена оценка ползучести внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5. Проведенные расчетные исследования показали, что в результате ползучести корпуса напряжения перераспределяются по объему, а максимальные деформации ползучести не превышают 0,31 %. Внутренний корпус имеет значительный резерв до истощения ресурса.

**Ключевые слова:** внутренний корпус, паровая турбина, ползучесть, термонапряженное состояние, деформации.

**P. GONTAROVSKIY, M. SHULZHENKO, N. GARMASH, A. GLYADYA**

### **CREEPAGE OF THE INNER SHELL OF THE HIGH-PRESSURE CYLINDER OF THE STEAM TURBINE K-325-23.5**

The body parts are the most critical elements of steam turbines that operate being exposed to the action of the complicated thermal power loads. These parts are not subject to their replacement during the entire period of their operation. The defects are accumulated in them due to the low-cycle fatigue and creepage. For the reliable determination of the thermostressed state of turbine casings we need to solve thermomechanical problems with variable boundary conditions and temperature-dependent material properties. Special FEM (finite element method) – based computation technique and software package were developed to carry out the 3D simulation of the kinetics of the thermostressed state peculiar for power equipment elements. The calculation studies were carried out for the thermostressed state of the inner shell of the high-pressure cylinder used by the steam turbine K-325-23.5. To take into account its structural properties the available software was improved through the introduction of the new types of finite elements. The temperature field distribution was derived from the solution of the heat conductivity problems using the boundary heat exchange conditions of a third kind on appropriate surfaces. The creepage was defined by the theory of aging using isochoric steel curves for 200 thousand hours. The obtained data showed that a significant redistribution of equivalent stresses was observed in the high-temperature zone of the casing due to the metal creepage. Maximum equivalent tensile and compressive creepage strains have actually the same level and do not exceed 0.31 % for the given time. It means that the inner shell has a considerable in-service life reserve.

**Key words:** inner shell; steam turbine; creepage; thermostressed state, and the strains.

#### **Вступ**

Прогнозування надійної експлуатації енергетичного обладнання пов'язане з розрахунковою оцінкою міцності і надійності експлуатації його конструктивних елементів. Корпусні деталі є одними з найбільш відповідальних частин парових турбін, які працюють в умовах впливу складних термосилових навантажень і не підлягають заміні на протязі всього періоду експлуатації [1]. Пошкодження в них накопичуються від малоциклової втоми та повзучості [2]. Термонапружений стан корпусів турбін є суттєво тривимірним, для його достовірного визначення необхідне розв'язання задач термомеханіки зі змінними граничними умовами та властивостями матеріалу, що залежать від

температури. Для моделювання кінетики термонапруженого стану у тривимірній постановці в елементах енергетичного обладнання зі складними реологічними характеристиками матеріалу й з урахуванням його пошкоджуваності на основі методу скінченних елементів (МСЕ) розроблена спеціальна методика та програмний комплекс [3].

При розробці методичного та програмного забезпечення для розв'язання тривимірних задач повзучості важливе значення приділялось раціональному введенню вихідної інформації й аналізу результатів розрахунків для зменшення трудозатрат, а також можливості розв'язання широкого класу нелінійних нестационарних задач термоміцності. Для широкого класу конструкцій розроблена система введення вихідних даних, що базується

на топологічно регулярній декомпозиції тіла на макроеlementи у вигляді довільних шестигранників, геометрія й граничні умови на яких можуть задаватися у різних системах координат (декартових, циліндричних, сферичних, тороїдальних, торо-еліптичних), довільно орієнтованих щодо глобальної декартової системи координат. Допускається використання макроеlementів, геометричні параметри яких не задаються, а визначаються по двох протилежних гранях уже заданих шестигранників, а також шляхом виділення частини заданої поверхні (циліндричної, конічної, тороїдальної та ін.) чотирма координатними лініями. Це дозволяє суттєво скоротити об'єм вихідних даних для ряду конструкцій.

### Мета роботи

Розрахункова оцінка термонапруженого стану та повзучості внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5.

### Постановка задачі

Для проведення розрахункових досліджень термонапруженого стану внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5 побудовано розрахункову модель, яка представляє собою четверту частину конструкції (рис. 1) з граничними умовами симетрії. Для урахування конструктивних особливостей внутрішнього корпусу програмне забезпечення удосконалено шляхом введення нових видів шестигранників у різних системах координат. При розв'язанні задачі кількість скінченних елементів складала 14976, а кількість вузлів – 18481.

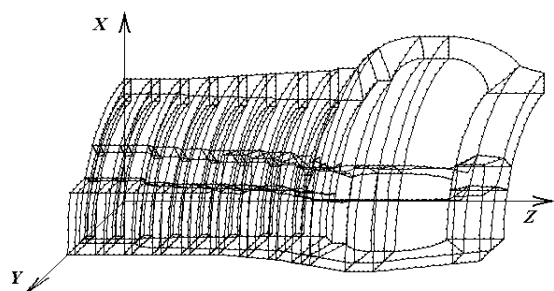


Рис. 1 – Розрахункова схема частини внутрішнього корпусу турбіни К-325-23,5

Матеріал корпусу – сталь 15X1M1ФЛ. Дані про теплофізичні властивості сталі в залежності від температури [4] приведені в табл. 1, де  $k$  – коефіцієнт теплопровідності;  $\rho$  – об'ємна питома теплоємність.

Фізико-механічні характеристики сталі [4, 5] приведені в табл. 2, де  $E$  – модуль пружності,  $\alpha$  – коефіцієнт лінійного температурного розширення,  $\sigma_{02}$  – границя текучості. Коефіцієнт Пуассона –  $\nu = 0,3$ , а густина матеріалу –  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ .

Особливістю геометрії внутрішнього корпусу циліндра високого тиску турбіни є змінна товщина стінки в окружному напрямку. Тому при побудові розрахункової схеми зовнішня поверхня корпусу апроксимується циліндричними, конічними та тороїдальними поверхнями, осі яких знаходяться на 100 мм нижче площини роз'єму фланців. У внутрішньому корпусі турбіни К-325-23,5 розміщено 9 ступенів. У зоні регулюючого ступеня тиск пари складає 19,3 МПа, температура – 534 °С, а на зовнішній поверхні (у міжциліндровому просторі) відповідно – 6,5 МПа і 369 °С. Згідно з [6], напруження від затягнення шпильок приймалися рівномірно розподіленими по поверхнях фланця і склали 40 МПа (при  $0 < Z < 60 \text{ см}$ ), 60 МПа (при  $60 \text{ см} < Z < 106 \text{ см}$ ) і 110 МПа (при  $106 \text{ см} < Z < 208 \text{ см}$ ). Ці зусилля забезпечують нерозкриття фланцевого з'єднання при експлуатації. Від'ємні осьові напруження від перепаду тиску на діафрагмі мають місце на кільцевих поверхнях виступів корпусу з боку відповідного ступеня (табл. 3).

Таблиця 1 – Теплофізичні властивості сталі

$T, ^\circ\text{C}$	20	100	200	300	400	500	600
$k, \text{Вт}/(\text{см}\cdot^\circ\text{C})$	0,424	0,414	0,402	0,386	0,367	0,35	0,34
$\rho, \text{Дж}/(\text{см}^3\cdot^\circ\text{C})$	3,46	3,66	3,92	4,21	4,70	5,23	6,27

Таблиця 2 – Фізико-механічні властивості сталі 15X1M1ФЛ

$T, ^\circ\text{C}$	400	450	475	500	520	540	570
$E\cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	1,87	1,83	1,81	1,79	1,77	1,75	1,71
$\alpha\cdot 10^{-5}, 1/^\circ\text{C}$	1,35	1,36	1,37	1,400	1,402	1,404	1,410
$\sigma_{02}, \text{МПа}$	240	230	220	210	210	210	190

Таблиця 3 – Осьові напруження на виступах корпусу для опирання діафрагм

Напр.	Номер ступеня						
	2	3	4	5	6	7	8
$\sigma_z, \text{МПа}$	30,68	25,24	24,12	21,60	19,04	16,81	15,46

Коефіцієнти теплообміну на внутрішній поверхні корпусу змінювались зі збільшенням координати  $Z$  від 0,075 до 0,17  $\text{Вт}/(\text{см}^2\cdot^\circ\text{C})$  згідно [4], а на зовнішній поверхні – задавалися згідно з [7].

### Результати розрахунків

Розрахунки температурних полів та напружено-деформованого стану (НДС) у пружній та пружно-пластичній постановці при однаковій дискретизації корпусу на скінченні елементи показали, що їх розподіл має суттєво тривимірний характер. Температурне поле на стаціонарному режимі роботи турбоагрегату в меридіональних перерізах корпусу  $Y=0$  і  $X=0$  представлено на рис. 3а і рис. 3б, а в поперечних перерізах при  $Z=51,5$ ; 120 і 159,6 см – на рис. 4. На тонкостінній ділянці корпусу  $Y=0$  в зоні паровпуску  $Z=159,6 \text{ см}$  перепад температур по товщині складає 65 °С, а у зоні фланця –  $X=0$ –120 °С.

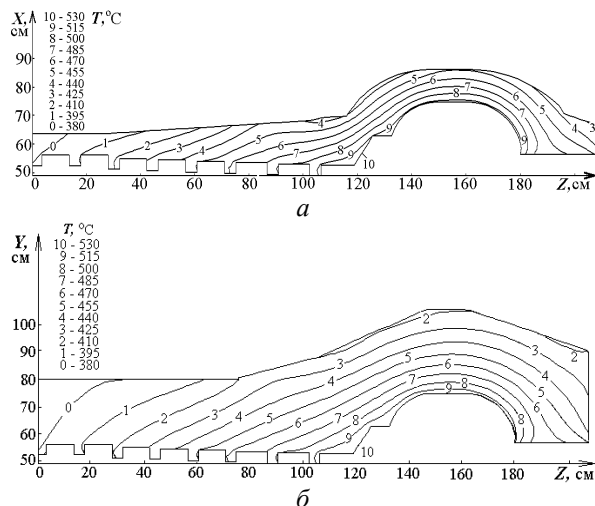


Рис. 3 – Розподіл температурного поля у меридіональних перерізах корпусу:  
а – переріз  $Y = 0$ ; б – переріз  $X = 0$

Таблиця 4 – Залежність напружень від деформації повзучості  $\varepsilon_{ip}$  для сталі 15Х1МФЛ після 100 і 200 тисяч годин експлуатації

$T, ^\circ\text{C}$ $\varepsilon_{ip}$	Інтенсивність напружень $\sigma_i$ , МПа				
	400	475	500	520	540
0,0000	<u>114</u> 95	<u>63</u> 53	<u>50</u> 42	<u>41</u> 34	<u>28</u> 23
0,0005	<u>170</u> 143	<u>95</u> 80	<u>76</u> 64	<u>62</u> 52	<u>42</u> 35
0,0010	<u>202</u> 170	<u>113</u> 95	<u>90</u> 76	<u>73</u> 62	<u>52</u> 42
0,0020	<u>241</u> 202	<u>134</u> 113	<u>107</u> 90	<u>87</u> 73	<u>63</u> 52
0,0032	<u>271</u> 228	<u>150</u> 126	<u>120</u> 101	<u>98</u> 82	<u>72</u> 59
0,0050	<u>303</u> 255	<u>168</u> 141	<u>135</u> 113	<u>109</u> 92	<u>82</u> 67
0,0100	<u>360</u> 303	<u>200</u> 168	<u>160</u> 135	<u>130</u> 109	<u>100</u> 82
0,0150	<u>398</u> 335	<u>221</u> 186	<u>177</u> 149	<u>144</u> 121	<u>112</u> 92

Розрахунки на сталу повзучість виконано з використанням теорії старіння у формулюванні Ю. Н. Работнова, де для визначення НДС розв'язується пружнопластична задача з ізохронними кривими повзучості сталі 15Х1МФЛ для 100 і 200 тисяч годин експлуатації [5]. Відомо, що значення напружень, одержані з використанням теорії старіння, мають завищені значення у порівнянні з фактичними. В той же час, для оцінки повзучості корпусу використання даної теорії доцільне.

У табл. 4 приведені дані для ізохронних кривих повзучості, де верхні значення відповідають інтенсивності напружень після 100 тис. годин експлуатації, а нижні – після 200 тис. годин [5].

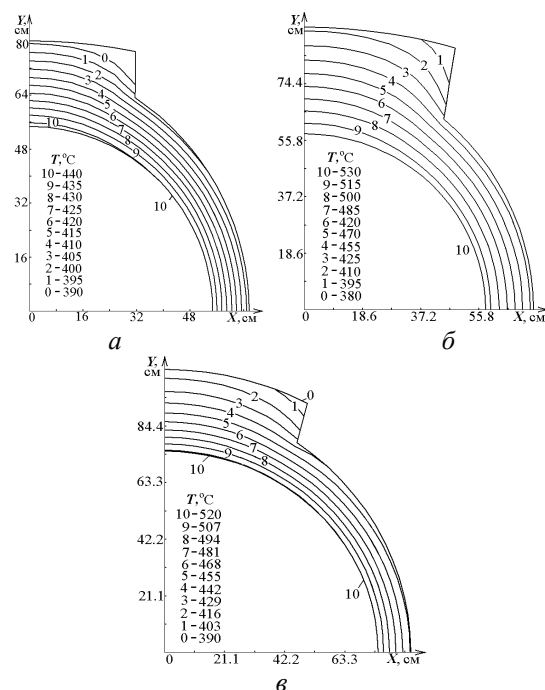


Рис. 4 – Розподіл температурного поля в поперечних перерізах корпусу: а – переріз  $Z = 51,5$  см; б – переріз  $Z = 120$  см; в – переріз  $Z = 159,6$  см

Розподіл пружних еквівалентних напружень у початковий момент часу на стаціонарному режимі в меридіональних перерізах  $Y = 0$  і  $X = 0$  приведено на рис. 5. У якості еквівалентних напружень приймається інтенсивність напружень  $\sigma_i$  зі знаком максимального за абсолютною величиною головного напруження.

Розподіл пружних еквівалентних напружень у поперечному перерізі  $Z = 120$  см при  $t = 0$  наведено на рис. 6. Максимальні еквівалентні напруження при  $t = 0$  досягають 320 МПа на зовнішній поверхні корпусу, а мінімальні – мінус 300 МПа – на внутрішній.

За рахунок релаксації після 100 тис. годин експлуатації максимальні і мінімальні еквівалентні напруження стають рівними відповідно 200 і мінус 195,7 МПа, а після 200 тис. годин – 160 і мінус 180 МПа.

Розподіл еквівалентних деформацій повзучості в корпусі турбіни після 100 тис. годин експлуатації на стаціонарному номінальному режимі в меридіональних перерізах  $Y = 0$  і  $X = 0$  приведено на рис. 7а і рис. 7б відповідно, а після 200 тис. годин – на рис. 8а і рис. 8б.

На рис. 9а і 9б приведено розподіл еквівалентних деформацій повзучості в поперечному перерізі корпусу  $Z = 120$  см після 100 і 200 тис. годин експлуатації.

Максимальні і мінімальні еквівалентні деформації повзучості в корпусі після 100 тис. годин експлуатації становлять відповідно 0,26 % і – 0,25 %, а після 200 тис. годин – 0,3 % і – 0,305 %.

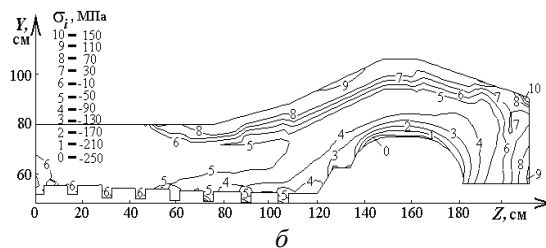
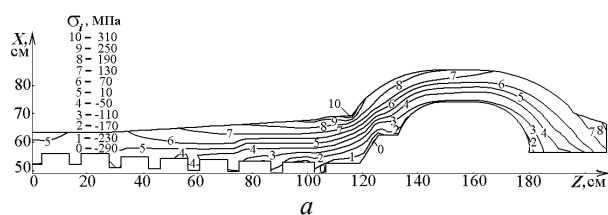


Рис. 5 – Розподіл пружних еквівалентних напружень на стаціонарному режимі в меридіональних перерізах корпусу: а – переріз  $Y = 0$ ; б – переріз  $X = 0$

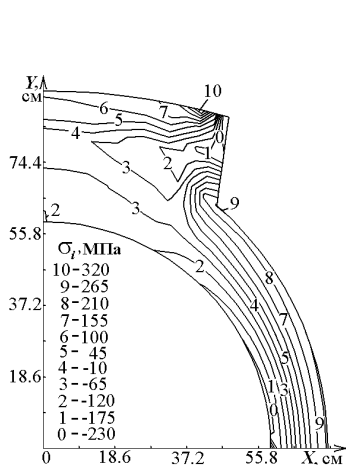


Рис. 6 – Розподіл пружних еквівалентних напружень на стаціонарному режимі в поперечному перерізі ( $Z = 120$  см) корпусу

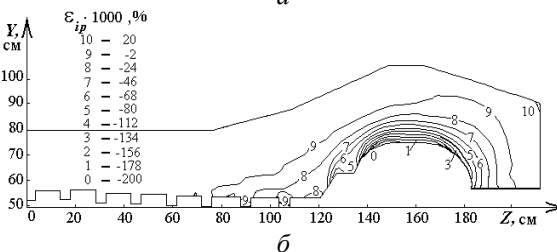
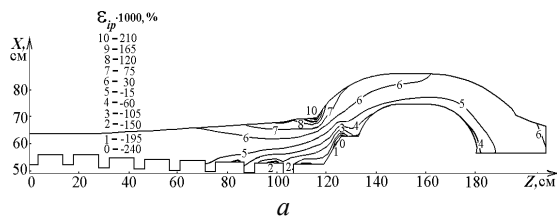


Рис. 7 – Розподіл інтенсивності деформацій повзучості  $\varepsilon_{ip}$  після  $t = 100$  тис. годин експлуатації: а – переріз  $Y = 0$ ; б – переріз  $X = 0$

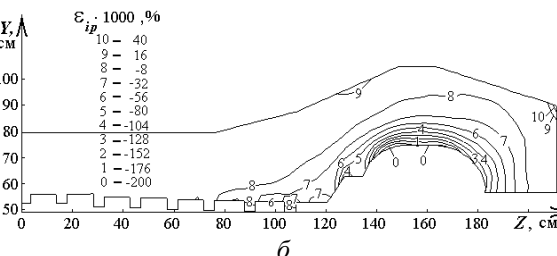
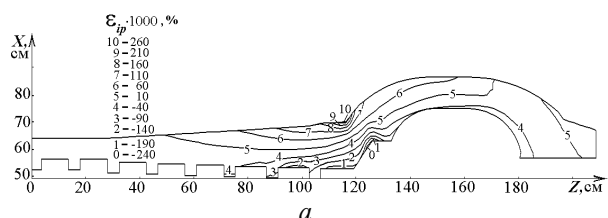


Рис. 8 – Розподіл інтенсивності деформацій повзучості  $\varepsilon_{ip}$  після  $t = 200$  тис. годин експлуатації: а – переріз  $Y = 0$ ; б – переріз  $X = 0$

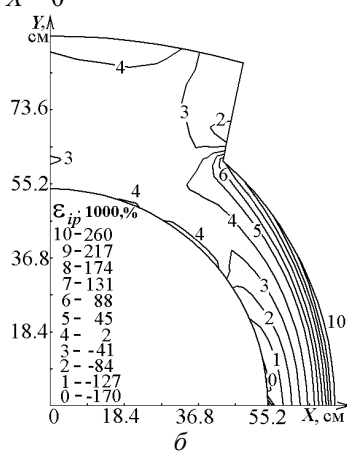
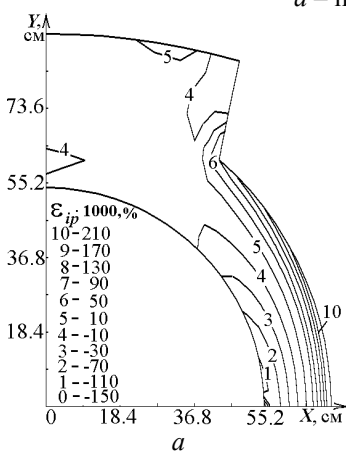


Рис. 9 – Розподіл інтенсивності деформацій повзучості  $\varepsilon_{ip}$  в перерізі корпусу турбіни  $Z = 120$  см: а –  $t = 100$  тис. годин експлуатації; б –  $t = 200$  тис. годин експлуатації

## Висновки

Аналіз результатів розрахунку теплового та термонапруженого станів внутрішнього корпусу парової турбіни К-325-23,5 на стаціонарному режимі показав, що розподіл температур, напружень і деформацій має суттєво тривимірний характер. Температура металу в корпусі змінюється від 530 °С до 370 °С, а температурний перепад по товщині в районі паровпуску на тонкостінній ділянці становить 65 °С, а в районі фланців він досягає 120 °С.

У високотемпературній зоні корпусу за рахунок повзучості металу має місце значний перерозподіл еквівалентних напружень: за час експлуатації 200 тис. годин максимальні розтягуючі напруження зменшуються від 320 МПа до 160 МПа, а максимальні значення стискаючих напружень – від 300 МПа до 180 МПа. Максимальні еквівалентні розтягуючі і стискаючі деформації повзучості мають майже однаковий рівень і не перевищують за цей час 0,31 %. Це означає, що внутрішній корпус має значний резерв до вичерпання ресурсу.

## Список літератури

1. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. Моделирование нестационарного термонапряженного состояния части корпуса турбины в трехмерной постановке. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. № 22. С. 119–128. ISSN 2078-9130.
2. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. Анализ формоизменения высокотемпературной части корпуса турбины после длительной эксплуатации. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 3. С. 15–23. ISSN 0131-2928.
3. Шульженко Н. Г., Матюхин Ю. И., Гонтаровский П. П., Гармаш Н. Г. Моделирование кинетики трехмерных термомеханических полей в элементах турбомашин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2004. № 6 (38). С. 26–30. ISSN 2306-8744.
4. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин: РТМ 108.020.16-85. Введ. 01.01.85. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1985. 116 с.
5. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85. Введ. 01.07.86. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1986. 32 с.

6. Турбины паровые стационарные. Расчет фланцевых соединений горизонтальных разъемов корпусов. ОСТ 108.021.110-84. Взамен ОСТ 108.021.110-79. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1985. 32 с.
7. Мацевитый Ю. М., Алёхина С. В., Голощапов В. Н., Котульская О. В. Теплообмен в элементах конструкций паровых турбин. Харьков: Институт проблем машиностроения. 2012. 288 с.

## References (transliterated)

1. Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matyukhin, Yu and Garmash, N (2005), "Modelirovaniye nestatsionarnogo termopryazhennogo sostoyaniya chasti korpusa turbiny v trekhmernoy postanovke [Modeling of non-stationary thermal stress state of the turbine casing in three-dimensional statement]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and Strength of Machines*, no 22, pp. 119–128. ISSN 2078-9130.
2. Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matyukhin, Yu and Garmash, N (2008), "Analiz formoizmeneniya vysokotemperaturnoy chasti korpusa turbiny posle dlitel'noy ekspluatatsii [Analysis of forming of the high-temperature part of the turbine case after long-term operation]", *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 3, pp. 15–23, ISSN 2078-9130.
3. Shulzhenko, N., Gontarovskiy, P., Matyukhin, Yu and Garmash, N (2008), "Modelirovaniye kinetiki trekhmernykh termomekhanicheskikh poley v elementakh turbomashin [Modeling of the kinetics of three-dimensional thermomechanical fields of turbomachinery components]", *Vibratsiiy v tekhniky i ta tehnologiyah* [Vibration in engineering and technology], no. 6(38), pp. 26–30, ISSN 2306-8744.
4. (1985), *Raschet temperaturnykh poley rotorov i korpusov parovykh turbin: RTM 108.020.16-85* [Calculation of the temperature fields of the rotors and buildings of steam turbines: RTM 108.020.16-85], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian.
5. (1986), *Turbiny parovyye statsionarnyye. Normy rascheta na prochnost' korpusov tsilindrov i klapanov: OST 108.020.132-85* [Stationary steam turbines. Standards for strength calculation of cylinder liners and valves OST 108.020.132-85], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian, 32 p.
6. (1985), *Turbiny parovyye statsionarnyye. Raschet flantsevykh soyedineniy gorizontalnykh raz'yemov korpusov: OST 108.021.110-84* [Stationary steam turbines. Calculation of flange connections of horizontal case connectors. OST 108.021.110-84], Central Boiler and Turbine Institution, Leningrad, Russian, 32 p.
7. Matsevityy, Yu. M., Alyokhina, S. V., Goloshchapov, V. N., Kotul'skaya O. V. (2012) *Teploobmen v elementakh konstruktivnykh parovykh turbin* [Heat transfer in the elements of steam turbine structures], Kharkiv, 288 p.

Надійшла (received) 23.03.2019

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Гонтаровський Павло Петрович (Гонтаровский Павел Петрович, Gontarovskiy Pavel)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник; старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8503-0959>, Scopus 6602344237.

**Шульженко Микола Григорович (Шульженко Николай Григорьевич, Shulzhenko Nikolay)** – доктор технічних наук, професор; м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, Scopus 6602079945.

**Гармаш Наталія Григорівна (Гармаш Наталья Григорьевна, Garmash Nataliya)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник; старший науковий співробітник відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: garm.nataly@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4890-8152>, Scopus 35733650500.

**Глядя Алла Олександрівна (Глядя Алла Александровна, Glyadya Alla)** – провідний інженер відділу вібраційних і термоміцнісних досліджень, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8624-9701>, Scopus 6507452772.